DOI: 10.3901/JME.2015.09.104

主动约束阻尼梁的分段线性二次规划 自适应减振控制*

石慧荣 高 溥 李宗刚 张军平
(兰州交通大学机电工程学院 兰州 730070)

摘要: 为了提高对主动约束阻尼梁的减振效率和稳定性, 依据能量法和有限元法建立压电约束阻尼梁的动力学模型, 应用 Ritz 法缩减了系统模型, 根据模型特点采用加速度二级反馈减振控制, 并对控制系统 Lyapunov 方程的稳定性进行了证明, 基于此提出一种分段线性二次规划(Piecewise linear quadratic programming, PLQR)自适应减振控制方法。通过对多种控制方式和不同初始频率时简支梁振动特性的分析, 表明控制增益和补偿频率的选取直接影响减振控制的稳定性和收敛速度; PLQR 自适应控制相对于线性二次规划(Linear quadratic programming, LQR)和恒增益恒频率调控对系统振动衰减最快; 与被动约束阻尼减振相比, 在固有频率附近电压和中点振幅的自适应变换最显著, 具有更好的减振效果。

关键词: 减振; 稳定性; 主动约束阻尼; 压电; 自适应

中图分类号: TB332; TB34

Piecewise Linear Quadratic Programming Adaptive Vibration Control of Active Constrained Layered Damping Beam

SHI Huirong GAO Pu LI Zonggang ZHANG Junping
(School of Mechatronic Engineering, Lanzhou Jiaotong University, Lanzhou 730070)

Abstract: In order to improve the efficiency and stability of the active constrained layered damping beam, the dynamic model of a constrained damping piezoelectric beam is established based on the energy method and the finite element method. The reduced system model is achieved by use of the Ritz method. According to the characteristics of the model, an acceleration feedback is applied to suppress the vibration in a second order pattern and the Lyapunov equation of control system is proved to be stable. Based on these, a kind of piecewise linear quadratic programming (PLQR) adaptive control method is put forward. By analyzing transient response and frequency response of simply supported beam and the control voltage in different control ways and with various initial frequencies, it is shown that the control gain and compensation frequency directly influence the stability and convergence speed of the vibration control. PLQR adaptive control can attenuate the system vibration faster than the linear quadratic programming (LQR) and the control of constant gain and frequency. Compared with passive constrained damping treatment, the adaptive transformation of the midpoint amplitude and control voltage is most obvious near the natural frequency and makes damping effect better.

Key words: vibration reduction; stability; active constrained layered damping; piezoelectricity; self-adaptive

0 前言

主动约束阻尼利用压电材料与结构的耦合来增加系统的能量耗散, 相对于被动约束阻尼具有更好的减振效果, 广泛应用于板梁结构的减振控制。

根据压电材料的压电和逆压电效应, 控制压电层的电压可以产生对结构振动的消减, 而且其作用力可增加阻尼层能耗, 保证结构减振的可控性和稳定性, 使系统在较宽的频带上实现最佳的减振性能。

压电结构的在减振降噪中的研究受到众多学者的广泛关注。BALAMURUGAN 等^[1]提出一种含边界元加强的主动约束阻尼控制减振结构, 通过与主动减振和主动约束阻尼的比较表明该结构具有更好的减振效果。KUMAR 等^[2]研究了阻尼层具有初

* 国家自然科学基金(11172119, 11362008)、甘肃省创新研究群体计划(1308RJIA006)和兰州交通大学青年科学基金(2012014)资助项目。
20140926 收到初稿, 20141224 收到修改稿

应变的主、被动约束阻尼对两端固定板梁的减振性能, 理论分析和试验证明具有初始压应变的主动约束结构能够有效增加系统能耗。SAHIN 等^[3]试验分析了主动控制悬臂梁在多种激励机制和传递控制下的振动特性, 并且利用 Matlab 对试验结果进行拟合分析, 论证了压电材料作为激励、传感和自感装置对系统减振的有效性。邱志成^[4]针对航空挠性附件提出一种通过移相技术进行补偿相位滞后的加速度反馈控制算法, 结合低通滤波器和正位反馈控制以及非线性逻辑积分阻尼器对系统的振动进行快速抑制, 并试验验证了其抑制小幅振动的可靠性。DUFFY 等^[5]对通用公司的旋转复合材料扇形叶片进行了主动减振试验研究, 分析了应变随电压和转速的变化情况, 提出改进优化减振的方法, 结果表明激励电压增加传感器应变也随之增加, 阻尼比与传感器应变成正比。PANDA 等^[6]分析了垂直/倾斜强化的 1-3 压电复合材料应用于功能梯度复合板的主动减振, 讨论了压电纤维方向角对非线性振动特性的影响。

由于变换压电材料电压可以产生对结构振动的抑制作用, 合理控制电压能够更加有效、可靠地消减结构振动, 所以主动减振的控制检测方法也成为目前研究的热点。LI 等^[7]将模糊理论应用于压电悬臂梁的减振控制, 研究表明对于不确定梁自适应模糊滑动模态控制具有更好的减振特性。朱灯林等^[8]以系统存留能量为目标利用移动渐进法对悬臂梁压电片的位置、尺寸和控制参数进行优化。钱振东等^[9]利用有限元法建立了主动控制板梁结构的数学模型, 采用速度负反馈进行了有效的减振控制。SHI^[10]应用有限元法建立一个精确的主动约束阻尼数学模型, 将模型有效缩减和变化为可控、可观结构, 通过对时域和频域特性比较说明了该方法的有效性, 并能够扩展到更加复杂的结构。

综合以上主动减振控制的研究, 有限元法和能量法是推演系统动力学方程的一种主要方法, 减振控制主要针对结构和增益调控, 采用多级加速度反馈自适应控制研究还比较少。本文将会利用能量法和有限元法建立了主动约束阻尼板梁的动力学方程, 研究系统两级加速度反馈主动减振控制的稳定性, 并且在此基础上探讨一种变频调控的线性二次规划自适应减振控制法, 对该方法在简支梁减振控制的动特性进行了分析。

1 主动约束阻尼梁动力学模型

如图 1 所示的主动约束简支梁模型, 基层中面

作为 z 方向的参照面, 坐标系原点为梁的左端点。最上层是压电约束层, 中间为黏弹性层。在如图的坐标系中 u 为 x 向位移, w 表示 z 向位移, γ 为阻尼层的剪应变, h 表示层厚, 用下标 b , v 和 p 分别表示基层、黏弹层和压电层。假设和已有的被动约束阻尼模型一致, 由于对于金属基层和压电约束层采用 Euler-Bernoulli 梁和 Timoshenko 梁没有太大区别, 而对于黏弹性层 Timoshenko 梁扭转角不再是挠度的微分, 因此关系稍微复杂一些。对于各层粘接处连续的约束阻尼梁, 各层的位移和变形关系可以表示为^[11]

$$u_v = \frac{u_b + u_p}{2} + \frac{(h_p - h_b)}{4} \frac{\partial w}{\partial x} \quad (1)$$

$$\gamma = \frac{u_p - u_b}{h_v} + \frac{(h_p + h_b + 2h_v)}{2h_v} \frac{\partial w}{\partial x} \quad (2)$$

图 1 主动控制约束阻尼结构模型

由于芯层弹性模量远小于基层和约束层, 可以略去横向应力应变产生的应变能, 而且对于细长梁横向转动惯量可以忽略, 所以根据能量关系, 各层应变能 U 和动能 T 可以表示为

$$U_b = \frac{1}{2} E_b I_b \int_0^{L_e} \left[\frac{h_b B}{I_b} \left(\frac{\partial u_b}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \right)^2 \right] dx \quad (3)$$

$$U_v = G_v^* h_v B \int_0^{L_e} \gamma^2 dx \quad (4)$$

$$U_p = \frac{E_p}{2} \int_0^{L_e} \left[\frac{h_p B}{I_p} \left(\frac{\partial u_p}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \right)^2 \right] dx + B \int_0^{L_e} \left(e_{31} v \frac{\partial u_p}{\partial x} - \frac{v^2 \epsilon_{33}^S}{2h_p} \right) dx \quad (5)$$

$$T = \frac{B}{2} \rho_b h_b B \int_0^{L_e} \left(\frac{\partial w}{\partial t} \right)^2 dx + \frac{B}{2} (\rho_v h_v + \rho_p h_p) \int_0^{L_e} \left(\frac{\partial w}{\partial t} \right)^2 dx \quad (6)$$

式中, ρ 是密度, E 是弹性模量, μ 为泊松比, L_e 表示梁单元长度, B 表示梁的宽度, I 为转动惯量, v 为压电片极化电压, ϵ_{33}^S 为常应力下的介电系数,

e_{31} 为压电常数。

机械外力做功 W_f 和压电耦合力功 W_E 分别为

$$W_f = \int_0^{L_e} f^{(e)}(x, t) w(x, t) dx \quad (7)$$

$$W_E = -vQ^{(e)}(t) \quad (8)$$

式中, 上标 e 表示单元; $f(x, t)$ 为外载荷; Q 为压电层电荷。

根据 Lagrange 方程, 可以得到单元的动力学方程和压电耦合方程分别为

$$m^{(e)} \ddot{q} + [k_p^{(e)} + k_b^{(e)} + G^*(\omega, \theta) \bar{k}_v^{(e)}] q =$$

$$F_m^{(e)} + \Theta_p^{(e)} v(t) \quad (9)$$

$$\Theta_p^{(e)T} q + c_p^{(e)} v(t) = Q_p^{(e)}(t) \quad (10)$$

式中, 单元质量矩阵 $m^{(e)} = m_b^{(e)} + m_p^{(e)} + m_v^{(e)}$; 黏弹性剪切刚度矩阵 $\bar{k}_v^{(e)} = k_{vy}^{(e)}$; $\Theta_p^{(e)}$ 为压电力耦合矩阵; $c_p^{(e)}$ 为压电单元电容。利用梁的横向振动本构关系, 各单元矩阵和矢量的具体形式可以表示为

$$k_b^{(e)} = E_b L_e \int_0^1 (B h_b N_b^T N_b' + I_b N_w^T N_w'') d\xi$$

$$k_p^{(e)} = E_p L_e \int_0^1 (B h_p N_p^T N_p' + I_p N_w^T N_w'') d\xi$$

$$k_{vy}^{(e)} = G_v B h_v L_e \int_0^1 N_v^T N_v' d\xi$$

$$m_v^{(e)} = \rho_v B h_v L_e \int_0^1 (N_v^T N_v + N_w^T N_w) d\xi$$

$$m_p^{(e)} = \rho_p B h_p L_e \int_0^1 (N_p^T N_p + N_w^T N_w) d\xi$$

$$m_b^{(e)} = \rho_b B h_b L_e \int_0^1 (N_b^T N_b + N_w^T N_w) d\xi$$

$$\Theta_p^{(e)} = -\frac{B v \lambda^T L_e}{h_p} \int_0^1 N_w'' d\xi$$

式中, $\xi = x/L_e$; $h^* = (h_c - h_b)/4$; N 为型函数; λ^T 为常应力下测定的压电耦合系数, 具体形式可以参考文献[10]。

对于黏弹性材料采用 GHM 模型, 经 Laplace 变换后可以得到^[12]

$$s\hat{G}(s) = G_0 \left(1 + \sum_{i=1}^n \hat{\alpha}_i \frac{s^2 + 2\hat{\zeta}_i \hat{\omega}_i s}{s^2 + 2\hat{\zeta}_i \hat{\omega}_i s + \hat{\omega}_i^2} \right) \quad (11)$$

式中, s 为 Laplace 复变量, G_0 是松散模量, 当 $\omega \rightarrow \infty$ 时, 黏弹性材料的复模量 $G^*(\omega) = G_\infty$, $G_\infty = (1 + \sum_i \hat{\alpha}_i) G_0$ 是非松散模量, $\hat{\alpha}_i$, $\hat{\zeta}_i$, $\hat{\omega}_i$ 分别是黏弹性材料的拟合曲线主要参数, 一般通过试验获得。

利用有限元法将单元方程式(9)、(10)进行组合, 就可得到系统的动力学方程, 并对其进行零初始条件 Laplace 变换, 再将式(11)代入可得

$$(s^2 m + k_p + k_b + k_v^\infty) q(s) -$$

$$k_v^0 \sum_{i=1}^n \hat{\alpha}_i z_i(s) = F_{ext}(s) + \Theta v(s) \quad (12)$$

$$z_i(s) = \frac{\hat{\omega}_i^2}{s^2 + 2\hat{\zeta}_i \hat{\omega}_i s + \hat{\omega}_i^2} q(s) \quad (13)$$

$$\Theta^T q(s) + C_p v(s) = Q(s) \quad (14)$$

式中, $k_v^0 = G_0 \bar{k}_v$, $k_v^\infty = (1 + \sum_i \hat{\alpha}_i) k_v^0$, 用 $\hat{\alpha}_i k_v^0$ 乘以式(13), 结合方程式(12)、(14)将系统方程变换到时域中。为了提高状态空间模型的精确性, 将材料阻尼转换为结构阻尼矩阵形式^[13], 所以系统方程可以写成

$$\bar{m} \ddot{\bar{q}} + \bar{c} \dot{\bar{q}} + \bar{k} \bar{q} = \bar{F} \quad (15)$$

$$\bar{m} = \begin{pmatrix} m & \\ & m_{zz} \end{pmatrix} \quad \bar{c} = \begin{pmatrix} 0 & \\ & c_{zz} \end{pmatrix} \quad \bar{F} = \begin{pmatrix} F_{ext} + \Theta v \\ 0 \end{pmatrix}$$

$$\bar{k} = \begin{pmatrix} k_p + k_b + k_v^\infty & k_{qz} \\ & k_{zz} \end{pmatrix} \quad \bar{q} = (q \quad z_1 \quad \cdots \quad z_n)^T$$

$$m_{zz} = \text{diag} \left(\frac{\hat{\alpha}_1}{\hat{\omega}_1^2} k_v^0 \quad \cdots \quad \frac{\hat{\alpha}_n}{\hat{\omega}_n^2} k_v^0 \right)$$

$$k_{zz} = \text{diag} (\hat{\alpha}_1 k_v^0 \quad \cdots \quad \hat{\alpha}_n k_v^0)$$

$$k_{qz} = k_{zq} = \text{diag} (-\hat{\alpha}_1 k_v^0 \quad \cdots \quad -\hat{\alpha}_n k_v^0)$$

$$c_{zz} = \text{diag} \left(\frac{2\hat{\zeta}_1 \hat{\alpha}_1}{\hat{\omega}_1} k_v^0 \quad \cdots \quad \frac{2\hat{\zeta}_n \hat{\alpha}_n}{\hat{\omega}_n} k_v^0 \right)$$

此时系统方程各矩阵不随频率变化, 所以方程既可以正确地表示黏弹性材料, 也可以进行时域分析。

2 模态缩减

黏弹性材料属性随频率和温度变化, 每个模态的特征值和特征矢量只能用黏弹性层在该频率下的刚度计算, 但由于每个模态的固有频率初始未知, 系统的刚度矩阵不能直接求得, 这样只能通过递归法得到系统的特征矢量和模态参数。首先利用 FIRSTWELL 和 INMAN^[14]迭代过程去计算特征矢量, 初始计算取黏弹性层的静刚度, 计算所得刚度参数用来计算下一个参数, 直到其后两个参数特征

值误差小于 0.1%。要精确地预测主动控制引起的局部变形, 一般需要大量的正规模式, 但是将正规模式矢量和 Ritz 矢量结合在映射矩阵中就可以用几个模态获得精确的结构变形结果。本文主要考虑简支梁中点的振动特性, 因此采用 Ritz 矢量与第一和第三两个模态矢量对系统进行缩减。

由于刚度矩阵是随频率变化的, Ritz 矢量可以利用第一阶固有频率对应的刚度矩阵计算得到

$$\mathbf{b} = \bar{\mathbf{k}}(\omega_{1n})\boldsymbol{\Psi} \quad (16)$$

式中, $\mathbf{b}$ 是 Ritz 矢量, ω_{1n} 是第一阶固有频率, $\boldsymbol{\Psi}$ 是单位控制力矢量。为了避免重复包含第一阶模态, 将 Ritz 矢量对第一阶模态特征矢量作正交变换

$$\mathbf{b}_0 = \mathbf{b} - \mathbf{b}\boldsymbol{\Phi}_1 \quad (17)$$

式中, $\boldsymbol{\Phi}_1$ 是第一模态特征矢量, 使用改进的 Ritz 矢量对系统方程式(14)进行模态缩减可得

$$\begin{aligned} \mathbf{b}_0^T \bar{\mathbf{m}} \mathbf{b}_0 \ddot{\mathbf{p}}_b + \mathbf{b}_0^T \bar{\mathbf{c}}(\omega_{1n}) \mathbf{b}_0 \dot{\mathbf{p}}_b + \\ \mathbf{b}_0^T \bar{\mathbf{k}}(\omega_{1n}) \mathbf{b}_0 \mathbf{p}_b = \mathbf{b}_0^T \mathbf{F}_{ext} + \mathbf{b}_0^T \boldsymbol{\Theta} V_p \end{aligned} \quad (18)$$

缩减系统主要考虑简支梁中点振动特性, 此时系统就可以近似看作一个单自由度系统, 可以简化变形为

$$\ddot{x}_{in} + 2\zeta_{in}\omega_{in}\dot{x}_{in} + \omega_{in}^2 x_{in} = c_{in}k_c u + f_{ext}/M_{in} \quad (19)$$

式中, 下标 in 表示第 i 阶模态本征解; 结构阻尼比 $\zeta_{in} = C_{in}/2\omega_{in}M_{in}$; 结构固有频率 $\omega_{in} = \sqrt{K_{in}/M_{in}}$; 压电耦合系数 $c_{in} = \theta_{in}/M_{in}$; 电压 $v = k_c u$; k_c 为控制增益; u 是输入变量; f_{ext} 为外力。

3 主动控制方法

通过控制电压产生与振动变形反相位的作用力可以达到减振的目的, 一般可以采用开环和闭环控制方式。开环控制控制频率与激励频率相同, 增益固定, 电压调节难以控制, 仅仅是选一个与激励反相位的电压进行减振, 实际意义不大。闭环控制通过采样输出量的变化, 采用合理的控制方法可以实现较好的减振效果, 但是当参数和方法选取的不合适时可能会出现振动的不稳定现象。

3.1 加速度反馈控制

为了提高控制的稳定性和精确性, 本文采用高阶次的加速度反馈控制, 同时通过调节控制反馈补偿频率 ω 和增益 k_c 的方法来保证其稳定性, 其闭环加速度反馈控制方程为

$$\ddot{y} + 2\zeta\omega\dot{y} + \omega^2 y = \omega^2 \ddot{x} \quad (20)$$

$$\dot{z} + \omega z = \omega \ddot{x} \quad (21)$$

$$u = -(y + z) \quad (22)$$

控制阻尼比 ζ 与结构阻尼比相等, y 和 z 是二阶和一阶状态变量。

为了证明二阶加速度控制法的稳定性, 引入新变量, 设 $\eta = \dot{x}$, $y = \omega\alpha/\sqrt{k_c}$, $z = \beta\sqrt{\omega/k_c}$, 将系统结构方程式(19)求导, 并结合方程式(20)~(22), 可以得到

$$\ddot{\eta} + 2\zeta_n\omega_n\dot{\eta} + \omega_n^2\eta = -k_c(\omega\dot{\alpha} + \dot{\beta}\sqrt{\omega}) \quad (23)$$

$$\ddot{\alpha} + 2\zeta_f\omega\dot{\alpha} + \omega^2\alpha = \omega\sqrt{k_c}\dot{\eta} \quad (24)$$

$$\dot{\beta} + \omega\beta = \sqrt{k_c\omega}\dot{\eta} \quad (25)$$

将方程式(23)~(25)改写成矩阵形式

$$\tilde{\mathbf{m}}\ddot{\tilde{\mathbf{q}}} + \tilde{\mathbf{c}}\dot{\tilde{\mathbf{q}}} + \tilde{\mathbf{k}}\tilde{\mathbf{q}} = \mathbf{0} \quad (26)$$

$$\begin{aligned} \tilde{\mathbf{q}} = \begin{pmatrix} \eta \\ \alpha \\ \beta \end{pmatrix} \quad \tilde{\mathbf{m}} = \begin{pmatrix} 1 & & \\ & 1 & \\ & & 0 \end{pmatrix} \quad \tilde{\mathbf{k}} = \begin{pmatrix} \omega_n^2 & & \\ & \omega^2 & \\ & & \omega \end{pmatrix} \\ \tilde{\mathbf{c}} = \begin{pmatrix} 2\zeta_n\omega_n & -\omega\sqrt{k_c} & -\sqrt{k_c\omega} \\ \omega\sqrt{k_c} & 2\zeta\omega & 0 \\ \sqrt{k_c\omega} & 0 & 1 \end{pmatrix} \end{aligned}$$

根据系统方程式(26), 写出其 Lyapunov 稳定判据方程为

$$V(\tilde{\mathbf{q}}) = \frac{1}{2}(\dot{\tilde{\mathbf{q}}}^T \tilde{\mathbf{m}} \dot{\tilde{\mathbf{q}}} + \tilde{\mathbf{q}}^T \tilde{\mathbf{k}} \tilde{\mathbf{q}}) \quad (27)$$

$$\dot{V}(\tilde{\mathbf{q}}) = \dot{\tilde{\mathbf{q}}}^T (\tilde{\mathbf{m}} \ddot{\tilde{\mathbf{q}}} + \tilde{\mathbf{k}} \dot{\tilde{\mathbf{q}}}) = -\dot{\tilde{\mathbf{q}}}^T \tilde{\mathbf{c}} \dot{\tilde{\mathbf{q}}} \quad (28)$$

由于 ω_n , ω , ζ_n , ζ 和 k_c 都是正值, 可以断定 $\tilde{\mathbf{m}}$ 是半正定的, $\tilde{\mathbf{k}}$ 和 $\tilde{\mathbf{c}}$ 都是正定的, 所以对于任意非零矢量 $\tilde{\mathbf{q}}$ 都有 $\dot{V}(\tilde{\mathbf{q}}) \leq 0$, $V(\tilde{\mathbf{q}}) > 0$ 成立, 所以闭环控制系统稳定。

3.2 分段线性二次规划调控

对于稳定判据式(27)、(28)增益 k_c 和补偿频率 ω 都是正数, 不会影响控制系统稳定性。补偿频率和增益控制采用分段线性二次规划(Piecewise linear quadratic programming, PLQR)自适应减振控制, 即在补偿频率取特定值时, 增益矩阵 $\mathbf{K}_g$ 可以根据系统矩阵及权矩阵采用线性二次规划(Linear quadratic programming, LQR)优化确定^[15], 但此时的振幅缩减并不一定达到最小。由于黏弹性材料属性随频率和温度变化, 而且由于压电层控制电压使结构受到预应力, 结构的固有频率在一定范围内是变化的^[2], 固定的补偿频率在一定情况下会影响控制系统减振效果, 甚至会导致结构不稳定。理论上反馈补偿频率 $f = \omega/2\pi$ 和结构的固有频率一致收敛速度最快,

振幅才能衰减到最小, 因此补偿频率要逐渐趋近固有频率才能使振幅达到最小。

通常 LQR 优化主要考虑对控制增益的优化, 虽然能够保证压电控制较快收敛, 但是由于没有考虑由于耦合引起的系统频率改变, 导致振幅收敛较慢或者不能达到最小。为了提高压电控制的有效性, 减少计算一般初始补偿频率接近主梁的固有频率, 根据振幅变化率 $|\eta|$ 采用最速下降法调整补偿频率, 在频率一定时对控制增益 k_c 采用 LQR 优化。LQR 控制和最速下降法计算简单高效, 利用 Matlab 可以编程容易实现。具体步骤如下。

- (1) 给定初始补偿频率 f 和控制增益 k_c 。
- (2) 在该补偿频率下, 再对系统进行 LQR 优化。
- (3) 若 $|x| > 10^{-9}$, 最速下降法计算补偿频率 f , 则重复步骤(2), 否则结束循环。

由于补偿频率最速下降法相邻两个搜索方向正交, 所以频率呈阶梯状变化, 而且在最小点附近收敛较慢, 本文中振幅小于 10^{-9} 就认为是达到收敛要求, 控制过程的流程图如图 2 所示。

图 2 减振控制流程图

4 数据分析

对于图 1 所示的两端简支主动约束阻尼板梁, 其材料和结构参数由表 1 给出, 有限元模型主梁划分 20 个单元, 压电层和阻尼层分别为 10 个单元, 共有 64 个节点。主梁的第一阶固有频率为 19.68 Hz, 第三阶固有频率为 128.3 Hz。阻尼层为 3M 公司的黏弹性材料 ISD112, 剪切模量和损耗因子随频率与温度变化, 本文忽略温度对材料属性的影响, 黏弹性材料的拟合曲线主要参数 $\bar{\alpha}_i$ 、 $\bar{\zeta}_i$ 、 $\bar{\omega}_i$ 根据文献[16]中 GHM 模型前三阶模态参数选取。在简支梁中点施加 1 N 脉冲作用力, 通过调整压电层电压抑制梁中点振动。

首先采用文献[17]的闭环反馈控制对本文提供的材料参数的简支梁进行控制分析。根据文献当 $k_c = 25$ 时, 当反馈频率 $f = \omega/2\pi = 20$ Hz, 即 $\Delta t = 1/20f = 0.0025$ s 时, 在位移响应图 3a 中位移响应刚开始逐渐减小, 当振幅减小到一定值时反而增加, 该控制失效; 当采用分段线性二次规划控制时, 振幅在 0.7 s 时已基本缩减为零。根据图 3b 的电压响应, 分段线性二次规划调控电压随振幅减小逐渐收敛到 10.271 V, 而固定增益和调控频率时电压先随振幅先减小后迅速变大, 到 1.15 s 时达到 110 V, 而且随着时间的不断增加。由于结构增设了黏弹性阻尼层, 黏弹性材料的剪切模量和损耗因子随频率变化, 可能导致固定调控频率和增益时出现发散情况。

表 1 压电简支梁材料属性和尺寸

材料参数	基层	黏弹层	压电层
密度/(kg/m ³)	2 800	1 270	7 750
弹性模量/MPa	68 000	—	70 370
泊松比	0.32	0.50	—
损耗因子	—	0.5	—
长度/m	0.40	0.04	0.04
厚度/m	0.001 0	0.000 5	0.000 5
宽度/m	0.02	0.02	0.02

(a) 振幅响应

(b) 控制电压

图 3 中点振幅和电压瞬态响应

图 4 为三种主动减振控制的时域响应, 从图中可以看出, 当选取适当的反馈频率 f 和增益 k_c 主动约束阻尼梁能够收敛, 但对于不同的减振控制收敛速度不同。在图 4a 中, f 和 k_c 的 PLQR 自适应调控 0.427 s 时中点振幅已经减小到零, LQR 调控 k_c 到

0.539 s 才可以达到收敛要求, 而固定 f 和 k_c 在 1s 后梁中点振幅才能接近于零。对于图 4b 中, 三种方法调控电压变化趋势与这幅变化基本一致, PLQR 调控电压幅值最大, 恒 f 和 k_c 调控电压幅值最小。从图 4 的分析中可以得出, 反馈频率和控制增益直接影响主动约束阻尼结构的减振效果, 在过程中适时调节反馈频率和增益的自适应减震控制减振效率最高。

图 4 中点振幅和电压瞬态响应

图 5a、5b 分别为对应初始频率 5 Hz 时中点位移和控制电压随时间的变化曲线, 图 5c、5d 分别是初始补偿频率 15 Hz 的响应曲线。由图 5a、5c 可知, 当初始补偿频率较小时, 位移收敛较慢, 初始补偿频率较大时收敛较快, 但由于频率阶梯递增, 初始补偿频率要小于第一阶固有频率。比较图 5b、5d 可得, 初始补偿频率较小对应的控制电压最大值也较小, 电压幅值先增加后减小; 初始补偿频率较大时控制电压幅值与中点位移幅值变化趋势一致, 随时间逐渐减小。

图 5 不同初始补偿频率时瞬态响应

图 6 是主动约束阻尼梁变 f 和 k_c 自适应控制频域响应曲线, 从图 6a 中可以看出, 当达到共振频率处时, 被动约束阻尼的减振作用有限, 敷设位置处的变形大小直接决定了能量损耗的大小, 对结构振动减振有限; 而自适应减振一样虽然也受到敷设位置的影响, 但调控电压层电压能够有效增加黏弹性层能量损耗, 同时压电层形变可以阻滞结构振动, 所以自适应减振具有更有效的减振作用。在图 6b 中共振频率附近相对被动约束阻尼, 自适应减振具有更大的阻尼比, 相位角变化更加缓慢, 对能量损耗更有效。

图 6 梁中点频率响应

自适应调控电压的频域特性如图 7 所示, 在图 7a 中电压随中点振幅不断变化, 在共振幅值附近, 控制电压较大, 反馈频率迅速增加, 使共振幅值附近出现结构振幅和电压幅值的波动; 中点振幅较小

图 7 电压频率响应

时, 调控电压也比较小, 所以除共振峰值附近, 曲线都比较光滑, 这一特性与图 7a 主动控制一致。电压幅值变化曲线图 7b 与图 6b 相比可以看出, 控制电压相位与中点振幅相位符号相反, 而且在峰值振幅处总是与结构振幅相位接近反相。

对于实际应用结构, 振动的频率特性会在一定范围内随环境和使用工况变化。从上面的分析可知, 固定增益和频率的闭环反馈控制, 对于不同的结构要选取不同的控制参数时, 整个系统的稳定性、收敛速度都会受到参数选取的影响, 其应用性受到限制, 而且当 f 和 k_c 确定后振幅的衰减幅度基本就确定, 所以可能出现控制的不收敛。对于分段线性二次规划调控, f 和 k_c 能够根据系统减振需求在一定范围内适时自动调节, 在保证系统稳定性的同时, 能够最大程度缩减振动幅度, 具有更好的应用价值。

5 结论

(1) 增益和补偿频率的选取对控制系统的稳定性和收敛速度有较大影响, 所以 f 、 k_c 恒定和增益 LQR 优化的控制系统实际减振应用有限。

(2) 相对于增益 LQR 控制和恒 f 、 k_c 控制, PLQR 自适应控制使结构振动衰减更快。

(3) PLQR 自适应控制能够在初始补偿频率小于固有频率条件下保证主动约束阻尼减振的稳定性, 但初始 f 较大时对振动衰减更快。

(4) PLQR 自适应减振控制控制电压在共振频率附近变化速度增加, 相位角与中点振幅相反, 使振动有效衰减。

参 考 文 献

- [1] BALAMURUGAN V, NARAYANAN S. Active-passive hybrid damping in beams with enhanced smart constrained layer treatment[J]. Engineering Structures, 2002, 24: 355-363.
- [2] KUMAR S, SEHGAL R, KUMAR R. Active vibration control of beams by combining precompressed layer damping and ACLD treatment: Theory and experimental implementation[J]. Trans. of the ASME, Journal of Vibration and Acoustics, 2011, 133: 061013-1-17.
- [3] SAHIN M, ARIDOGAN U. Performance evaluation of piezoelectric sensor/actuator on active vibration control of a smart beam[J]. Proc. IMechE Part I: J. Systems and Control Engineering, 2011, 225: 533-547.
- [4] 朱灯林, 吕蕊, 俞洁. 压电智能悬臂梁的压电片位置、尺寸及控制融合优化设计[J]. 机械工程学报, 2009, 45(2): 262-267.
- [5] ZHU Denglin, LÜ Rui, YU Jie. Integrated optimal design of the PZT position, size and control of smart cantilever beam[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2009, 45(2): 262-267.
- [6] DUFFY K P, CHOI B B, ANDREW J P, et al. Active piezoelectric vibration control of subscale composite fan blades[J]. Trans. of ASME, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2013, 135: 011601-1-7.
- [7] PANDA S, RAY M C. Active damping of nonlinear vibrations of functionally graded laminated composite plates using vertically/obliquely reinforced 1-3 piezoelectric composite[J]. Trans. of ASME, Journal of Vibration and Acoustics, 2012, 134: 021016-1-14.
- [8] LI Luyu, SONG Gangbing, OU Jinping. Adaptive fuzzy sliding mode based active vibration control of a smart beam with mass uncertainty[J]. Structure Control and Health Monitoring, 2011, 18: 40-52.
- [9] 邱志成. 基于加速度反馈的挠性智能结构振动主动控制[J]. 机械工程学报, 2008, 44(3): 143-151.
- [10] QIU Zhicheng. Active vibration control for flexible smart structure based on acceleration feedback[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2008, 44(3): 143-151.
- [11] 钱振东, 黄卫, 朱德懋. 主动减振板的数值分析[J]. 工程力学, 2000, 17(2): 58-65.
- [12] QIAN Zhendong, HUANG Wei, ZHU Demao. The numerical analysis of active suppressing plate[J]. Engineering Mechanics, 2000, 17(2): 58-65.
- [13] SHI Yinming, HUA Hongxing, SOL H. The finite element analysis and experimental study of beams with active constrained layer damping treatments[J]. Journal of Sound and Vibration, 2004, 278: 343-363.
- [14] GAO J X, LIAO W H. Vibration analysis of simply supported beams with enhanced self-sensing active constrained layer damping treatments[J]. J. Sound Vib., 2005, 280: 329-357.
- [15] MCTAVISH D J, HUGHES P C. Modeling of linear viscoelastic space structures[J]. ASME J. Vibr. Acoust., 1993, 115: 103-110.
- [16] SODANO H A, PARK G, INMAN D J. Estimation of electric charge output for piezoelectric energy harvesting[J]. Strain, 2004, 40: 49-58.
- [17] FRISWELL M I, INMAN D J. Finite element models with viscoelastic damping[C/CD]// Proceedings of the 17th International Modal Analysis Conference,

- Kissimmee, FL, 1999: 181-187.
- [15] VASQUES C M A, DIAS R J. Active vibration control of smart piezoelectric beams: Comparison of classical and optimal feedback control strategies[J]. Computers and Structures, 2006, 84: 1402-1414.
- [16] LESIEUTRE G A, BIANCHINI E. Time domain modeling of linear viscoelasticity using anelastic displacement fields[J]. ASME J. Vibr. Acoust., 1995, 117(4): 424-430.

- [17] KARAGU H, MALGACA L, OKTEM H F. Analysis of active vibration control in smart structures by ANSYS[J]. Smart Mater. Struct., 2004, 13: 661-667.

作者简介: 石慧荣, 男, 1979 年出生, 讲师, 博士研究生。主要研究方向为机械振动控制。

E-mail: shrz98@aliyun.com

高涛(通信作者), 男, 1962 年出生, 教授。主要研究方向为机械振动控制、机械动力学。

E-mail: gaop@mail.lzjtu.cn

第 4 届上银优秀机械博士论文奖——优秀奖

新型光纤传感器的飞秒激光制作及其替代方法研究

作者: 李本业

毕业学校: 北京理工大学

指导教师: 姜澜、王素梅

本论文主要研究内容包括: ① 研究了飞秒激光微加工的特点, 在石英玻璃和光敏玻璃上加工出高质量微结构; 针对近红外飞秒激光制备长周期光纤光栅(long period fiber grating, LPFG)时存在的焦点与纤芯相对位置难调、信号较弱等缺陷, 提出一种改进的加工方法并利用飞秒激光加工了高性能 LPFG; 针对光纤光栅传感器灵敏度低、易受环境因素交叉敏感等缺陷, 采用飞秒激光加工了三种新型高灵敏度光纤马赫-泽德干涉仪(Mach-Zehnder interferometer, MZI)传感器, 并将其应用于折射率和温度等传感测试; ② 虽然飞秒激光制作的光纤传感器具有很好的性能, 但成本较高, 不利于工业化大批量生产, 对此本文提出采用电弧放电的方法制备了三种新型低成本光纤 MZI 传感器, 并用来进行折射率、温度和转角等物理量测试, 还进一步提出通过降低光纤包层厚度的方法提高折射率灵敏度; ③ 讨论了基于回廊模的光纤传感器原理, 搭建了微球与光纤锥耦合的测试平台, 还提出利用单根光纤制作光纤圈式回廊模传感器的新方法, 并将该传感器用于测试折射率、转角变化。本论文提出的新型光纤传感器具有耐高温、高灵敏度、低交叉敏感和工艺简单等优点, 极具产业化应用潜力。

本论文的主要创新点如下。

(1) 提出了一种改进的飞秒激光加工 LPFG 的方法, 可以有效降低激光焦点与纤芯相对位置调整困难的问题, 获得了高质量的 LPFG。研究了不同加工参数及热处理对光栅传输谱的影响。研究发现可以通过热处理的方法来降低飞秒激光加工的 LPFG 的背景损耗, 并且热处理后 LPFG 用作折射率传感器性能更为稳定。此部分成果发表在 Optics & Laser Technology。

(2) 提出了一种飞秒激光加工的内嵌双微孔光纤 MZI 温度传感器, 进行了 25~1200 °C 的温度测试, 500~1200 °C 的范围内温度灵敏度是 109 pm/°C, 是目前 SiO₂ 型光纤温度传感器获得的最高灵敏度; 同时该传感器的折射率灵敏度很低, 可以降低折射率变化的交叉敏感。此部分成果发表在 Optics Letters。然后通过飞秒激光在光纤端面加工微槽, 与光纤锥连接制备成微槽-光纤锥高灵敏度折射率传感器, 是普通双锥干涉仪或者长周期光纤光栅传感器灵敏度的 10 倍左右。此部分成果已提交到 Chinese Optics Letters。此外, 还设计了一种通过飞秒激光加工内嵌微孔和纤芯不匹配衰减器组成的非对称 MZI 干涉仪传感器, 进行了折射率/应变、温度/应变的双参数同时测量, 可以解决实际应用中的交叉敏感问题。

(3) 为降低飞秒激光制作的成本, 提出了一种熔融-连接法制作的双锥型光纤 MZI 传感器, 制作的光纤锥的长径比为 1:1, 远小于拉伸法制作的光纤锥 10:1 的长径比。该方法工艺简单, 制备的光纤锥具有结构紧凑强度高等优点。制备的 MZI 传感器最大衰减峰为 25 dB, 用来对折射率、温度和转角等物理量进行测试, 实现了 1100 °C 的高温测试; 在检测系统分辨率为 1 pm 时, 该干涉仪可实现 3.17×10^{-7} μrad 的检测。通过水热原位合成法在光纤的表面合成了 MFI 型沸石薄膜, 实现了在氮气环境中百万分之一量级丙酮气体的检测。此部分成果发表在 Sensors。

(4) 为提高光纤 MZI 传感器的折射率灵敏度, 采用氢氟酸腐蚀的方法去除双锥型 MZI 干涉仪光纤锥中间光纤的部分包层, 在 1.3348~1.3558 的灵敏度是 664.57 nm/RIU, 灵敏度提高了 20 倍。此部分成果发表在 Optics & Laser Technology。提出了一种在薄包层光纤上制备的高灵敏度 MZI 干涉仪传感器, 该方法更为简单, 并且灵敏度是普通类似传感器的 15~20 倍。此部分成果发表在 Optics and Lasers in Engineering。为了降低温度灵敏度的交叉敏感, 同时提高折射率灵敏度, 又提出一种在机械控制的光纤锥结构上制备的 MZI 传感器, 该传感器的折射率灵敏度是类似传感器的近 30 倍, 但是温度灵敏度仅为同类传感器的 1/9, 可以有效降低温度与折射率的交叉敏感。此部分成果发表在 Applied Optics。